

# ГІДРОДИНАМІКА ТА ТЕПЛОВІДДАЧА ОДНОРЯДНОГО ПУЧКА ЦИЛІНДРІВ З ГВИНТОВИМИ КАНАВКАМИ НА ЗОВНІШНІЙ ПОВЕРХНІ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ ПОВІТРЯМ

М. А. Мулярчук<sup>1, а</sup>, А. А. Халатов<sup>1,2</sup>, Г. В. Коваленко<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,  
Фізико-технічний інститут

<sup>2</sup>Інститут технічної теплофізики НАН України

## Анотація

Представлені результати експериментального дослідження середньої тепловіддачі, гідравлічного опору та вихрової структури при поперечному обтіканні повітрям пучка кругових циліндрів зі спіральними канавками на зовнішній поверхні. Отримані рівняння подібності середньої тепловіддачі і для гідравлічного опору.

**Ключові слова:** гідродинаміка, теплообмін, циліндр, спіральні канавки

## Вступ

Круглі циліндри при поперечному обтіканні повітрям чи рідиною є одним з основних елементом багатьох технічних пристроїв. На відміну від пластинчастих теплообмінників, які часто бувають компактними і економічними, трубчасті теплообмінники більш надійні і довговічні, особливо якщо потоки в каналах теплообмінника перебувають під різним тиском [1]. Як показали дослідження, виконані в роботах [3, 4], застосування заглиблень на теплообмінній поверхні труби істотно покращує теплогідравлічні і масогабаритні характеристики тепломасообмінного обладнання. Одним з варіантів поверхневого поглиблення є спіральна канавка прямокутної форми на зовнішній поверхні труби, яка генерує вихрові структури на поверхні циліндра.

Метою даної роботи є експериментальне дослідження середнього теплообміну та гідравлічного опору при обтіканні повітрям однорядного пучка кругових циліндрів з одно- і двухзахідною гвинтовою канавкою прямокутного перерізу. Дослідження виконувалось в діапазоні числа Рейнольдса  $Re$  від 2000 до 17000, розрахованого по зовнішньому діаметру циліндру. Цей діапазон чисел Рейнольдса є найбільш цікавим з практичної точки зору.

## 1. Експериментальна установка і методика проведення дослідів

Схема експериментальної установки показана на рис. 1. Вона являє собою газодинамічний контур відкритого типу, який працює за рахунок всмоктування зовнішнього повітря вентилятором 1 (рис. 1)

Повітряний потік надходить у вхідний канал контури, в якому розташовано вимірювач витрати (ча-

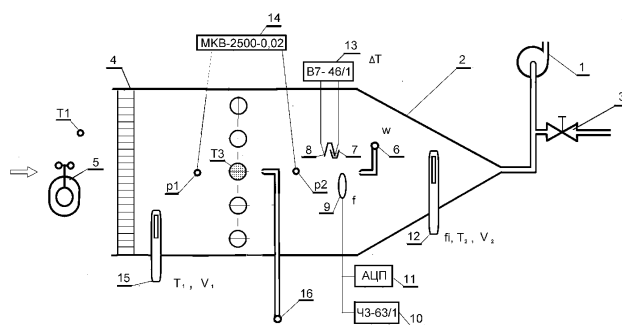


Рис. 1. Схема експериментальної установки: 1 – вентилятор; 2 – кінцева частина робочої ділянки; 3 – регулюючий вентиль; 4 – хонейкомб; 5 – вхідний анемометр; 6 – рухома трубка Піто (повздовжня координата); 7 – волога термopара; 8 – суха термopара; 9 – п'єзокерамічний давач; 10 – частотомір; 11 – аналого-цифровий перетворювач; 12 – вимірювач відносної вологості, температури, швидкості; 13 – цифровий вольтметр; 14 – мікроманометр; 15 – вимірювач швидкості повітря і температури; 16 – рухома трубка Піто (поперечна координата); Т1 – ртутний термометр; Т3 – льодовий калориметр; р1, р2 – заміри статичного тиску для визначення гідравлічного опору.

шковий анемометр) 5, проходить через хонейкомб 4, який слугує для забезпечення рівномірного поля швидкостей по перерізу каналу, і поступає до робочої ділянки, в якій встановлено однорядний пучок циліндрів з п'яти трубок з центральною трубкою – калориметром.

Перед вентилятором, існує додатковий патрубок з вентилем 3 для підсмоктування повітря із атмосфери з метою регулювання витрати основного потоку (в бік його зменшення). Стінки каналу робочої ділянки виготовлено з оргскла з шорсткістю поверхні

<sup>а</sup>mariyamul997@gmail.com

не більше  $Rz = 1,0$ . Загальна довжина каналу 970 мм.

Діаметр всіх циліндрів  $D$  складає 22 мм, довжина кожної трубки – 220 мм, а робоча довжина, в межах поперечного перерізу каналу,  $l = 105$ . Відносний поперечний крок розташування циліндрів у однорядному пучку складає  $s1/D = 1,7$ . На зовнішній поверхні труби виконана однозахідна гвинтова канавка прямокутної форми – її глибина – 1,8 мм, а ширина – 3,0 мм.

Для визначення середньої тепловіддачі використовувався метод танення льоду [6], причому досліджуваний циліндр-калориметр розміщувався в середині одиничного ряду (рис. 1). При використанні цього методу на поверхні циліндра-калориметра може з'явитися волога з повітря – перш за все в зоні збільшеної швидкості обтікання між циліндром-калориметр і сусіднім циліндром. Тому при обробці дослідних даних використовувалася методика обробки, розглянута в роботі [6], що дозволяє більш точно визначити середню тепловіддачу.

## 2. Середній теплообмін

Малюнок 2 ілюструє інтенсивність середньої тепловіддачі циліндра-калориметр в однорядному пучку труб з різним кроком спіральної канавки. Найбільший рівень теплообміну спостерігається для труби з кроком 10 мм.

Залежності середнього числа Нусельта від числа Рейнольдса за швидкістю перед однорядним пучком циліндрів представлені в формі степеневого рівняння подібності:

$$\overline{Nu} = A \cdot Re^n \quad (1)$$

де  $A$  і  $n$  – експериментальні константи. Значення коефіцієнту  $A$  і показника степеню  $n$  характеризуються наступними даними. Для циліндрів з кроком канавки 10 мм:  $A = 0,18$ ,  $n = 0,74$ ; а з кроком 20 мм –  $A = 0,097$ ,  $n = 0,78$ . Отже, зі збільшенням кроку спіралі показник степеня при числі Рейнольдса незначно знижується. Для труби зі спіральною канавкою і кроком 40 мм:  $A = 0,45$ ,  $n = 0,62$ .

## 3. Гідравлічні втрати

Гідравлічний опір вимірювався по різниці статичних тисків в отворах на боковій стінці робочої ділянки  $p1$  і  $p2$  (рис. 1) за допомогою мікроманометра. Різниця між даними Ісаченка [9] і даними авторів для гладких циліндрів 1 не перевищує похибки експерименту. Отже, однорядний пучок циліндрів зі спіральними канавками має гідравлічний опір нижче, ніж для однорядного пучка гладких циліндрів. З ростом кроку спіральної канавки втрати тиску знижуються.

Узагальнення експериментальних даних виконано у формі рівняння подібності:

$$Eu = B \cdot Re^m \quad (2)$$

де  $B$  і  $m$  – експериментальні константи. Однією з причин різного нахилу залежностей для різних циліндрів є вплив збільшення площі проходження повітря

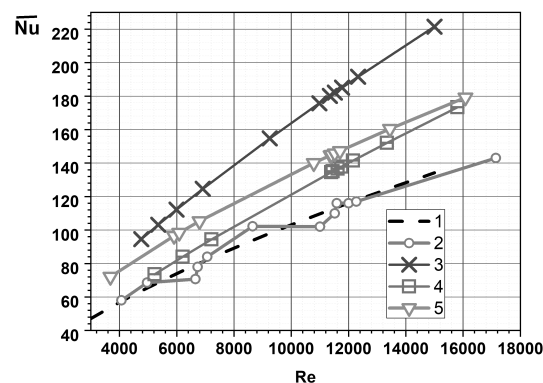


Рис. 2. Залежності середнього числа Нусельта від числа Рейнольдса для однорядного пучка циліндрів. 1 – пучок гладких труб, експериментальні дані [9]; 2 – пучок гладких труб; 3 – канавка з кроком 10 мм; 4 – канавка з кроком 20 мм; 5 – канавка з кроком 40 мм

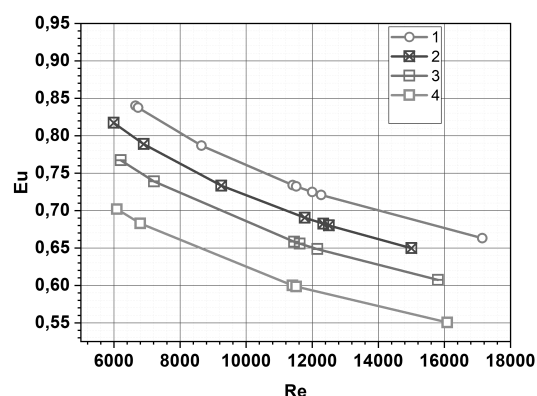


Рис. 3. Залежність числа Ейлера від числа Рейнольдса для однорядного пучка циліндрів 1 – пучок гладких циліндрів (дані автора); 2 – канавка з кроком 10 мм; 3 – канавка з кроком 20 мм; 4 – канавка з кроком 40 мм.

між циліндрами, пов'язаного з наявністю канавок. Значення коефіцієнту  $B$  і показника степеню  $m$  для гладких циліндрів  $B = 13,39$ ,  $m = -0,308$ . Для труби з канавкою і кроком 10 мм:  $B = 6,495$ ,  $m = -0,25$ ; з кроком 20 мм:  $B = 6,498$ ,  $m = -0,25$  і з кроком 40 мм:  $B = 6,206$ ,  $m = -0,25$ . Отже, для всіх значень кроку спіральної канавки показник степеня  $m$  однаковий і рівний – 0,25. При  $Re = 15000$  ставлення  $Eu/Eu_0$  для кроку канавки 10 мм складає 0,95.

Отже, при всіх значеннях кроку спіральна канавка на зовнішній поверхні циліндра сприяє інтенсифікації зовнішнього теплообміну, проте при цьому втрати тиску знижуються в порівнянні з гладким циліндром, що дуже важливо для практичних застосувань. Мабуть, це обумовлено змінами гідродинамічної структури потоку в кормовій зоні циліндра.

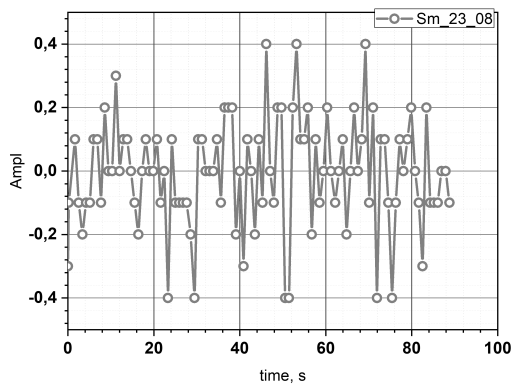


Рис. 4. Енергія вихорів на виході з робочої ділянки для гладкого циліндра (умовні одиниці) в залежності від часу ( $Re = 4965$ ).

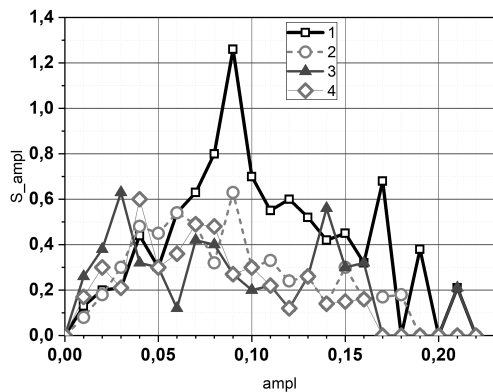


Рис. 5. Спектр розподілу енергії вихорів (в умовних одиницях) по амплітудах для циліндрів з різними типами поверхні. 1 – канавка з кроком 10 мм; 2 – гладка поверхня; 3 – канавка з кроком 20 мм, (2 заходи); 4 – канавка з кроком 40 мм.

#### 4. Вихрова структура

Для пояснення отриманих результатів були виконані дослідження вихрової структури в зоні за циліндром з гвинтовою канавкою. Як показав Т. Карман, при обтіканні гладкого циліндра невязкою рідиною утворюється два періодичних ланцюжки вихорів з приведеною частотою сходження (числом Струхалія)  $Sh = 0,21(1 - 20/Re)$  [6]. У випадку, коли на зовнішній поверхні циліндра утворена спіральна канавка, умови обтікання правої і лівої половинок циліндру на ділянці величиною одного кроку спіралі суттєво відрізняються. Особливо це стосується області переходу ламінарного потоку в турбулентний [7].

Поперечне траверсування потоку, яке здійснювалось за допомогою рухомої трубки Піто 16 (рис. 1), дозволило оцінити енергію вихорів, які утворювали стежку Кармана. При вимірюваннях були взяті до уваги рекомендації Біркгофа [8], що відстань між траєкторіями центрів вихорів в 1,2 рази більша від діаметра циліндра. П'єзокерамічний сенсор 9 (рис. 1) фіксує удари вихорів, які стикаються з його пластин-

кою, сигнал сенсора перетворюється в аналогово-цифровому перетворювачі 11 і потім записується в комп'ютері.

На рис. 4 показано приклад такого запису для однорядного пучка гладких циліндрів при  $Re = 4965$ , де дані представлені в умовних одиницях. Видно наявність 4-х типів вихорів з умовними рівнями енергії 0,1 0,2 0,3 0,4. Застосування циліндрів з канавками збільшує кількість типів вихорів і порушує регулярність їх виникнення.

Статистичний аналіз розподілу кількості вихорів за їх енергіями наведено на рис. 5 (дані представлені в умовних одиницях, де  $S_{amp} = ampl \cdot N$ ,  $N$  – кількість амплітуд з однаковим значенням). Як видно, канавки з кроками 40 і 20 мм генерують дрібні вихори подібні до тих, що виникають за гладкими циліндрами. В той же час циліндри з канавками з кроками 10 мм показують виникнення додаткових типів вихорів.

Таким чином, можна зробити висновок, що причина різкого зростання тепловіддачі при кроці спіральної канавки 10 мм обумовлено зміною вихрової структури від дрібних вихорів при кроці 20 і 40 мм, що характерно при обтіканні гладкого циліндра, до вихорів середнього і великого розміру, число яких удвічі більше. Певну роль відіграє взаємне розташування канавок на сусідніх циліндрах (кутова координата початку канавки відносно лобової точки циліндра).

Зміна вихрової структури сприяє випереджаючому зростанню теплообміну в порівнянні з супутніми втратами тиску. Наприклад, при  $Re = 15000$  відносна зміна середнього теплообміну  $Nu/Nu_0$  становить 1.69, а відносні втрати тиску складають 0.96. В даному випадку фактор аналогії Рейнольдса ( $Nu/Nu_0 // Eu/Eu_0$ ) дорівнює 1.76, що є досить високим показником.

#### Висновки

Дослідження підтвердили раніше зроблений висновок про те, що заглиблення на теплообмінній поверхні дозволяють інтенсифікувати теплообмін при порівняно невеликих втратах тиску. Ці результати важливі для поширеної тенденції використовувати для практичних застосувань змішані режими. Експерименти виконувались саме в такому діапазоні чисел Рейнольдса  $2000 < Re < 17000$ . Коли на зовнішній поверхні циліндру утворена спіральна канавка, умови обтікання правої і лівої її половинок суттєво відрізняються. Внаслідок цієї асиметрії виникає додаткова складова швидкості, яка прискорює ламінарно – турбулентний перехід, впливає на сепарацію примежового шару і в результаті відбувається не тільки інтенсифікація тепловіддачі, але й в деяких випадках зменшення гідравлічного опору теплообмінної поверхні.

В результаті проведення серії експериментів з трьома типами канавок було зафіксовано додаткове вихроутворення, яке не тільки збільшило залежність коефіцієнта тепловіддачі від швидкості потоку по-

вітря, але й допомогло пояснити зменшення гідравлічного опору і збільшення фактору аналогії Рейнольдса.

1. В сліді за циліндром з канавками спостерігались регулярні вихори, які були відсутні в сліді за гладким циліндром. Вони додатково турбулізували кормову зону, що забезпечувало інтенсифікацію теплообміну.

2. В залежності від величини кроку канавок 10 мм, 20 мм, 40 мм числа Ейлера для різних типів циліндрів зменшувались на величину 5,9%, 9,9%, 18,3% в порівнянні з гладким циліндром.

3. В залежності від величини кроку канавок 10 мм, 20 мм, 40 мм числа Нусельта для відповідних типів циліндрів збільшувались на 65%, 24%, 28% в порівнянні з гладким циліндром.

4. Фактор аналогії Рейнольдса при утворенні на поверхні циліндрів спіральних канавок зростає не тільки за рахунок інтенсифікації тепловіддачі, але й через зменшення втрат тиску.

### Перелік використаних джерел

1. Спицын В. Е., Боцула А. Л., Чобенко В. Н., Соломонюк Д. Н. Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА // Вестник Национального технического университета «ХПИ». — 2008. — № 35. — С. 8–11.
2. Шлехтигин Г. Теория пограничного слоя. — Москва: Наука, 1969. — 744 с.
3. Ковавленко Г. В. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление трубчатых поверхностей с цилиндрическими лунками при поперечном обтекании в однорядных пучках // Промышленная тепло-техника. — 1998. — № 3. — С. 65–70.
4. Kovalenko G. V., Khalatov A. A. Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space // GT2002-38155 Proceeding of ASME Turbo Expo. — 2003. —
5. Ковавленко Г. В., Мейрис А. Ж. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2013. — № 12. — С. 58–60.
6. Халатов А. А., Ковавленко Г. В., Мулярчук М. А., Степанюк О. Ю. Дослідження впливу випадання вологи на поверхні циліндра на визначення коефіцієнта тепловіддачі повітря при застосуванні методу танення льоду // Теплофізика та тепло-енергетика. — 2019. — № 1. — С. 3–8.
7. Karman Th. Uber den Mechanismus des Widerstandes den ein bewegter Korper in einer Flussigkeit erfahrt // Gott. Nachr. (Math. — phis. Kl.). — 1912. — С. 547–556.
8. Биркгоф Г., Сарантонелло Э. Струи, следы и каверны. — Москва: МИР, 1964, — 466 с.
9. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. — Москва: Энергия, 1975, — 488 с.